

축계 진동 저감을 위한 수직형 안내 베어링의 최적 설계 An Optimal Design of a Vertical Guide Bearing for Vibration Reduction

하현천 · 박철현 · 김형자

Hyun Cheon Ha, Chul Hyun Park and Hyung-Ja Kim

Key Words : Vertical Guide Bearing(수직형 안내 베어링), Optimal Design(최적 설계), Vibration Reduction(진동 저감), Rotor-Bearing System(로터-베어링 시스템)

Abstract : This paper describes an optimal design technology in a segment type vertical guide bearing for vertical rotating machinery. Segment type vertical guide bearings have widely used for vertical rotating machinery, however bearing problems, such as excessive vibration and temperature rise, frequently take place in the actual machine. Such excessive vibration magnitude and/or abnormal bearing metal temperature rise result in serious damage and economic losses. Thus the segment type vertical guide bearing should be designed to get optimal characteristics in order to maintain stable operation without bearing failure due to abnormal vibration and/or abnormal bearing metal temperature. The preload ratio is the most important parameter in designing the segment type vertical guide bearing. Because adjustment of the bearing preload by changing the bearing clearance could easily control both the bearing stiffness and the cooling effect. In the paper, the influence of the preload effects on the bearing metal temperature and the bearing stiffness has been investigated both theoretically and experimentally in order to find out an optimum preload ratio. Results show that the segment type vertical guide bearing has an optimum preload ratio at which the bearing stiffness reaches a masimum value while the bearing metal temperature is minimized.

기호 설명

- c_p = 오일의 비열
- C_a = $R_p - R - d$, 반경 조립 간극 (m)
- C_p = $R_p - R$, 반경 가공 간극 (m)
- d = $C_p - C_a$, 예압 (m)
- e = 축의 편심 (m)
- h = 유막 두께 (m)
- L = 베어링 폭 (m)
- m = d/C_p 예압 비
- N = 축의 회전 속도 (rpm)
- R = 저널 반경 (m)
- R_p = 패드 내경 (m)

- t = 시간 ($\tau = \omega t$)
- T = 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- T_{mix} = 혼합(mixing) 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- T_s = 오일 공급 온도 ($^{\circ}\text{C}$)
- U, V, W = x, y, z 방향의 속도
($\bar{U} = U/R\omega, \bar{V} = V/C_p\omega, \bar{W} = W/R\omega$)
- x, y, z = 유막에서의 직교 좌표계
($\theta = x/R, \eta = y/h, \zeta = z/L$)
- X, Y = 베어링 직교 좌표
- γ = 틸트 각($\bar{\gamma} = \gamma R/C_p$)
- e_p = e/C_p , 편심을
- q_o = 자세각
- q_s, q_p, q_E = 각 패드의 start, pivot, end angle
- μ = 오일 점도($\bar{\mu} = \mu/\mu_s$)
- μ_s = 공급 오일의 점도 ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$)
- ν = 오일의 동점도 (m^2/s)

접수일 : 2001년
 하현천 : 창원대학교 메카트로닉스 공학부
 박철현 : 두산중공업(주) 기술연구원
 김형자 : 부경대학교 기계공학부

ρ = 오일 밀도 (kg/m^3)
 ω = 저널의 각속도 (rad/s)

1. 서론

베어링(윤활)은 고속으로 회전하는 회전체(rotor)를 안정하게 구속 지지함과 동시에 마찰 손실을 최소화 시켜 시스템의 운전을 원활하게 해주는 기계요소 중의 하나이다. 이것은 공업, 특히 기계공업의 제일 기본적인 기술인 동시에 한나라의 공업 수준을 나타내는 중요한 지표라고도 할 수 있다.

베어링의 기본적인 역할은 하중지지가 주 목적이지만, 기계의 운전에 대한 충분한 신뢰성을 유지하는 것이 더 중요하다. 실제로 터빈과 같은 대형 고속 회전 기계에서 발생하는 대부분의 문제들이 회전하는 요소 즉, 베어링과 관련되어 나타나고 있다. 베어링에서 발생하는 사소한 문제가 시스템 전체의 운전을 어렵게 하기 때문에 운전 정지와 보수에 따른 손실이 막대하다. 따라서 회전 기계의 수명을 연장하고, 운전 능력을 높이기 위해서는 기계의 특성에 적합한 베어링을 선정하는 것이 매우 중요하다. 이렇게 하려면, 우선 베어링의 특성을 정확하게 파악해야 한다. 베어링의 특성에는 베어링 형상, 하중, 속도, 윤활유의 점도 등 여러 가지 요소가 영향을 미친다. 뿐만 아니라, 고속으로 운전하는 대형 유체윤활 베어링에서는 점성 마찰에 의한 열 발생량이 매우 많고, 유체의 흐름도 거의 난류 상태이기 때문에 베어링의 특성을 정확하게 파악하기란 쉽지 않다. Wilcock과 Pinkus¹⁾는 난류와 유막의 온도 상승이 베어링의 강성 및 감쇠 계수에 많은 영향을 미친다고 제시하고 있다. Knight과 Barrett²⁾는 틸팅 패드 저어널 베어링의 강성 및 감쇠 계수가 유막의 온도 상승 때문에 줄어든다고 지적하였다. Hopf와 Schuler³⁾는 난류 흐름이 베어링 메탈의 온도 분포에 큰 영향이 있음을 보여 주고 있다. 그리고, 최근에 Fillon등⁴⁾과 Debordes등⁵⁾은 틸팅 패드 베어링에서 패드의 열탄성 변형도 베어링의 특성에 영향을 미친다고 제시하고 있다.

수직형 안내 베어링은 양수 펌프/터빈등 수직형 회전기계의 축을 지지하는 베어링으로 하중 지지보다는 적절한 강성과 감쇠로서 회전하는 수직 축이 제한된 공간 내에서 안정하게 운전되도록 도와주는 역할을 한다. 따라서 안내 베어링은 하중이 작용하지 않는 동심 상태에서도 적당한 강성과 감쇠를 가지도록 설계되어야 하며, 유막의 점성 마찰력에 의한 열을 충분히 발산시킬 수 있는 냉각 효과도 지니도록 설계되어야 한다. 또한 수직형 베어

링에는 거의 하중이 작용하지 않기 때문에 유체의 불안정 현상인 oil whirl/whip이 발생하지 않도록 유의해야 한다. 이러한 연유로 해서 틸팅 패드 형과 lobe형 베어링이 이러한 특성을 지니고 있기 때문에 주로 이들 베어링이 수직형 안내 베어링으로 사용되고 있다. 특히, 틸팅 패드 베어링은 예압(preload)을 조정함으로써 베어링의 강성과 온도 특성을 쉽게 조정할 수 있기 때문에, 구조가 복잡하여 제작비가 비싼 단점이 있음에도 불구하고, 수직형 안내 베어링으로서는 최적적 형상으로 실제 수직형 기계에 많이 사용되고 있다. 그런데, 실제 현장에서는 틸팅 패드형 베어링을 사용함에도 불구하고 베어링의 온도가 높고, 진동이 커서 운전이 곤란한 문제가 빈번히 발생하고 있다. 이는 틸팅 패드 베어링의 예압이 베어링의 강성과 냉각 효과에 많은 영향을 미치는데도 불구하고 설계자들이 이를 간과하기 때문이다. 다시 말해서 아무리 틸팅 패드 베어링의 특성이 우수하다고 하더라도 그 시스템에 맞도록 운전 조건을 고려하여 설계되지 않으면 효과를 기대하기 어렵다. Jones와 Martin⁶⁾은 틸팅 패드 베어링에서 형상과 크기, 패드 수, 간극 비 등이 베어링 강성과 냉각 효과에 매우 큰 영향이 있다고 제시하고 있다.

본 논문에서는 틸팅 패드형 수직 안내베어링의 최적 설계를 위해 최적의 강성과 냉각 효과를 갖는 예압 영역이 존재하는지를 파악코자 수행되었다. 이를 위해 유막의 점도 변화와 난류를 고려한 3차원 난류 열유체 해석과 미소섭동 동특성 해석을 수행하여 예압의 변화에 따른 강성과 온도 변화를 구하였다. 또한 축계 진동 해석을 수행하여 베어링의 강성이 축의 불평형 응답 즉, 진동치에 미치는 영향을 정량적으로 분석하였다. 그리고, 예압이 없는 베어링($m=0.0$)과 예압이 있는 베어링($m=0.87$)을 실제 펌프/터빈에 설치하여 진동과 온도 특성을 비교 분석하여 해석 결과의 타당성을 제시하였다.

2. 베어링 특성 해석

2.1 지배방정식

본 이론 해석에서는 안내베어링의 예압이 온도와 강성에 미치는 영향을 분석하여 최적의 강성과 냉각효과를 가지는 예압 조건이 존재하는지를 분석하였다. Fig.1은 해석에 사용된 안내 베어링의 기하학적 형상과 좌표계를 나타낸 그림이다. 이 안내 베어링은 8개의 패드로 구성된 틸팅패드 저어널베어링으로 주요 치수는 Table 1과 같다.

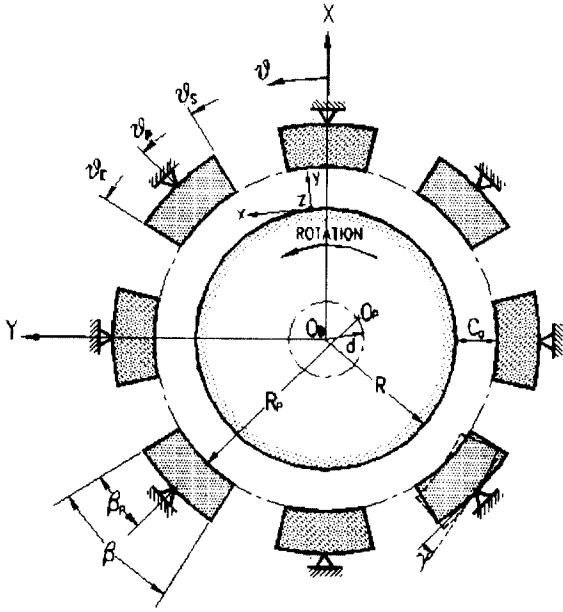


Fig. 1 Geometry and coordinate system of a eight-pad guide bearing

Table 1 Physical parameter of the bearing

Journal diameter, D	1450.0	mm
Bearing length, L	400.0	mm
Assembled radial clearance, C_a	0.2	mm
Machined radial clearance, C_b	0.2, 1.5	mm
Preload ratio, $m = 1 - C_a/C_b$	0.0, 0.87	
Number of pads	8	
Pad arc, β	26°	
Pivot position, β_p	Center	

본 해석에 사용된 베어링은 점성 마찰에 의한 열량이 많고 거의 난류 영역에서 운전되기 때문에, Ha등⁷⁾에서와 같은, 윤활유의 점도와 난류를 고려한 아래의 3차원 레이놀즈 방정식이 사용된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(Gh^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right) \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(Gh^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \zeta} \right) = \frac{\partial (\bar{h} \bar{F})}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} \quad (1)$$

여기서

$$\bar{G} = \int_0^1 \left(\frac{f_2(\theta, 1, \zeta)}{f_1(\theta, 1, \zeta)} f_1(\theta, \eta, \zeta) - f_2(\theta, 1, \zeta) \right) d\eta$$

$$\bar{F} = \frac{f_2(\theta, 1, \zeta)}{f_1(\theta, 1, \zeta)}$$

$$f_1(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^\eta \frac{d\eta}{\mu(1 + \nu_1/\nu)}$$

$$f_2(\theta, \eta, \zeta) = \int_0^\eta \frac{\eta d\eta}{\mu(1 + \nu_1/\nu)}$$

동특성을 해석하기 위해 정적 평형 상태에서부터 축과 패드의 미소 섭동 $\Delta \bar{X}$, $\Delta \bar{Y}$, $\Delta \bar{\gamma}$ 를 고려하게 되면, 섭동 압력 \bar{P} 와 유막두께 \bar{h} 는 다음 식으로 표현되어진다.

$$\bar{P} = \bar{P}_o + \bar{P}_X \Delta \bar{X} + \bar{P}_Y \Delta \bar{Y} + \bar{P}_\gamma \Delta \bar{\gamma} + \bar{P}_{X'} \Delta \bar{X}' + \bar{P}_{Y'} \Delta \bar{Y}' + \bar{P}_{\gamma'} \Delta \bar{\gamma}' \quad (2)$$

$$\bar{h} = \bar{h}_o - \Delta \bar{X} \cos \theta - \Delta \bar{Y} \sin \theta + \Delta \bar{\gamma} \sin(\theta_p - \theta) \quad (3)$$

여기서 \bar{h}_o 는 정적 평형 상태에서의 무차원 유막두께로서 다음과 같다.

$$\bar{h}_o = 1 - \varepsilon_p \cos(\theta - \theta_o) - m \cos(\theta - \theta_p) + \bar{\gamma} \sin(\theta_p - \theta) \quad (4)$$

그리고 \bar{P}_o 는 정적 평형 상태에서의 무차원 압력이며, \bar{P}_X , \bar{P}_Y , \bar{P}_γ , $\bar{P}_{X'}$, $\bar{P}_{Y'}$, $\bar{P}_{\gamma'}$ 는 무차원 섭동압력으로 각각 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{P}_o = P_o / \mu_s \omega (R/C_b)^2$$

$$\bar{P}_X, \bar{P}_Y = (P_X, P_Y) C_b / \mu_s \omega (R/C_b)^2$$

$$\bar{P}_{X'}, \bar{P}_{Y'} = (P_{X'}, P_{Y'}) C_b / \mu_s \omega (R/C_b)^2$$

$$\bar{P}_\gamma = P_\gamma / \mu_s \omega (R/C_b)^3$$

$$\bar{P}_{\gamma'} = P_{\gamma'} / \mu_s \omega (R/C_b)^3$$

축과 패드의 미소섭동에 의해 난류 계수와 윤활유의 점성계수가 영향을 받지 않는다고 가정하고, 식(2)와 식(3)을 식(1)에 대입하여 2차 항 이상을 무시하고 변수 분리하면, 다음과 같은 미분방정식이 얻어진다.

$$S(\bar{P}_o) = \frac{\partial (\bar{F} \bar{h}_o)}{\partial \theta} \quad (5)$$

$$S(\bar{P}_X) = 2 \frac{\cos \theta}{\bar{h}_o} \frac{\partial (\bar{F} \bar{h}_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F} \bar{h}_o - 3 \bar{G} \bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\cos \theta}{\bar{h}_o} \right) \quad (6)$$

$$S(\bar{P}_Y) = 2 \frac{\sin \theta}{h_o} \frac{\partial(\bar{F} \bar{h}_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F} \bar{h}_o - 3\bar{G} \bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin \theta}{h_o} \right) \quad (7)$$

$$S(\bar{P}_r) = -2 \frac{\sin(\theta_p - \theta)}{h_o} \frac{\partial(\bar{F} \bar{h}_o)}{\partial \theta} - \left(\bar{F} \bar{h}_o - 3\bar{G} \bar{h}_o^3 \frac{\partial \bar{P}_o}{\partial \theta} \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\sin(\theta_p - \theta)}{h_o} \right) \quad (8)$$

$$S(\bar{P}_X) = -\cos \theta, \quad S(\bar{P}_Y) = -\sin \theta, \quad (9)$$

$$S(\bar{P}_r) = \sin(\theta_p - \theta)$$

위 식들에서 좌측 항 $S(\)$ 는 다음과 같이 정의되는 함수이다.

$$S(\psi) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\bar{G} \bar{h}_o^3 \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\bar{G} \bar{h}_o^3 \frac{\partial \psi}{\partial \zeta} \right) \quad (10)$$

위 식들로부터 섭동 압력 $\bar{P}_X, \bar{P}_Y, \bar{P}_r, \bar{P}_{X'}, \bar{P}_{Y'}, \bar{P}_r'$ 를 구하기 위해서는 패드의 관성은 무시하였으며, 패드는 축과 조화되어(synchronously) 운동한다고 가정하였다. 이렇게 계산된 섭동 압력을, Knight와 Barret²⁾에서와 같이, 베어링 전면에 걸쳐 적분하면 베어링의 강성과 감쇠가 얻어진다.

유막에서 발생한 열량과 베어링 면의 온도분포를 구하기 위해서는 3차원 에너지 방정식과 열전도 방정식이 사용된다. 다음 식은 본 논문에서 유막의 온도분포를 구하기 위해 사용된 3차원 에너지 방정식이다.

$$\bar{U} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \theta} + \left(\frac{R}{L} \right) \bar{W} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \zeta} = \frac{1}{P_e} \frac{1}{h_o^2} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\left(1 + \mu \frac{P_r}{P_r^*} \frac{\nu_i}{\nu} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \eta} \right) + \Lambda \frac{\mu}{h_o^2} \left(1 + \frac{\nu_i}{\nu} \right) \left(\left(\frac{\partial \bar{U}}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{W}}{\partial \eta} \right)^2 \right) \quad (11)$$

여기서 P_e 는 Peclet수, P_r 은 Prandtl수, P_r^* 는 turbulent Prandtl수, 그리고 Λ 는 dissipation수로써 각각 다음과 같이 나타내진다.

$$P_e = \rho c_p \omega C_p^2 / k, \quad P_r = \mu_s c_p / k, \quad P_r^* = \nu_i / \nu_H, \quad \Lambda = \mu_s \omega / \rho c_p T_s (C_p / R)^2$$

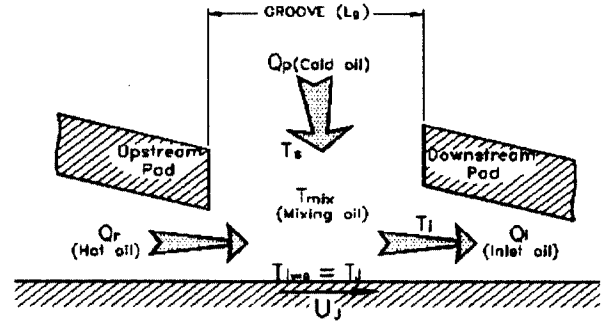


Fig. 2 Mixing temperature in a mixing groove

그리고 ν_i 와 ν_H 는 각각 eddy viscosity와 eddy diffusivity이다. 지배 방정식의 해를 구하기 위해 사용된 다른 조건들은 Ha등⁷⁾에서 언급된 바와 같다.

2.2 경계조건

패드 베어링에서는 Fig. 2에서와 같이, 패드 공급구에서 외부에서 공급되는 차가운 오일과 앞의 패드에서 점성 마찰에 의해 데워진 뜨거운 오일이 혼합되어진다. 이 혼합된 오일이 다음 패드의 입구로 공급되기 때문에 이 혼합온도가 패드의 입구온도가 된다. 이 혼합온도를 정확하게 예측되어야만 베어링 면 전체의 온도를 제대로 예측할 수 있으므로 혼합온도는 매우 중요하다. 본 논문에서는 패드의 입구온도는 혼합온도와 같으며, 이 혼합온도는 다음 식으로 계산된다고 가정한다^{8,9)}.

$$\bar{T}_{mix}^i = \frac{\chi \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^1 \lambda \bar{h}_o \bar{U} \bar{T} d\eta d\zeta |_{\theta_k}^{i-1} + \bar{Q}_b^i \bar{T}_s}{\chi \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^1 \lambda \bar{h}_o \bar{U} d\eta d\zeta |_{\theta_k}^{i-1} + \bar{Q}_b^i} \quad (12)$$

여기서 i 는 i 번째의 패드를 나타내며, χ 는 앞의 패드로부터 흘러나온 유량이 다음 패드로 유입되는 비율 즉, carry over 비율을 나타낸다. 본 해석에서 $\chi=0.94$ 로 가정하였다. 또한 축 표면의 온도조건은 등온 조건을 사용하며, 축 표면의 온도는 유막의 원주방향으로의 평균 온도와 같다고 가정한다. 그리고, 베어링 면에서는 유막온도와 베어링면의 온도는 같고, 패드 외부에서는 자연 대류만 일어난다고 가정한다.

압력 경계 조건으로는 레이놀즈 경계 조건을 사용하며, 예압(preload)이 없는 패드는 운전 중에 축의 표면과 평형한 상태이며, 패드의 열탄성 변형은

없다고 가정한다.

2.3 계산 순서

본 해석에서 사용되는 3차원 난류 레이놀즈 방정식은 오일의 점성 및 난류의 와점성과 강한 비선형적 특성을 지니고 있다. 따라서 지배방정식의 해를 국소 전단응력, 온도, 압력 등이 동시에 수렴될 때까지 유한차분법에 의한 반복 수치해석으로 구한다. 그리고, 패드의 자세각은 Newton-Raphson 반복 계산법을 이용해 수렴시킨다. 베어링 전체의 열적 평형 조건을 만족하기 위한 수렴 조건은 입구 온도의 변화율이 0.01% 이하로 정하였다. 정적 압력 및 온도가 완전히 수렴하면, 섭동 압력을 구하여 베어링의 강성과 감쇠 계수를 구하였다. 본 계산에 사용된 베어링의 제원은 Table 1 과 같으며, 윤활유의 물성치는 아래와 같다.

$$\rho=845 \text{ kg/m}^3, c_p=1966 \text{ J/kg}^\circ\text{C}, T_s=40^\circ\text{C}$$

$$\mu_s=0.027 \text{ kg/ms}, \alpha=0.0332 \text{ }^\circ\text{C}, k_o=0.145 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

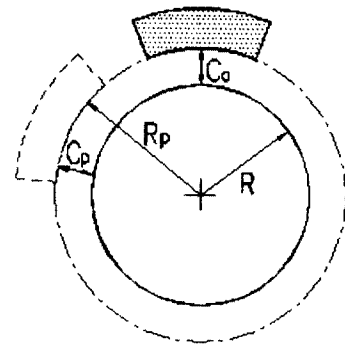
$$k_a=0.025 \text{ W/m}^\circ\text{C}, k_b=120 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

베어링의 예압은 서로 다른 곡률 반경의 패드를 사용하되 조립 간극은 일정하다고 가정한 상태에서 구해지며, 이 때 조립 간극과 가공 간극의 비를 예압 비(preload ratio)라고 정의한다. 다음 Fig.3(a)와 (b)는 서로 다른 예압 비의 조립 형상을 나타낸 그림들이다.

2.4 결과 및 고찰

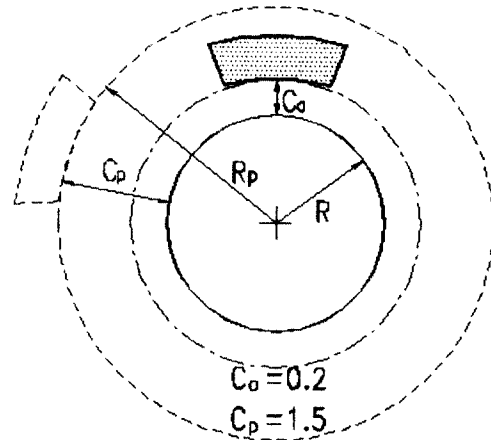
안내 베어링은 수직 축에 사용되므로 반경 방향의 하중은 거의 작용하지 않는다. 따라서 본 해석에서는 편심되지 않는 상태에서 해를 구하였다.

Fig. 4와 5는 각각 임의의 패드의 중앙선에서의 원주방향의 온도 분포와 압력 분포를 예압의 증가에 따라 구한 그림들이다. 편심이 작용하지 않는 상태이므로 8개 모든 패드에서의 온도와 압력 형상은 이들과 똑같다. Fig. 5에서 보면, 베어링 메탈의 온도는 입구부에서부터 회전 방향으로 점진적으로 증가하다가 출구부에서는 약간 줄어든다. 최대 베어링 메탈의 온도가 출구부 부근에서 일어나기 때문에 중앙부에서의 베어링 메탈 온도가 최대 온도 보다는 작음을 알 수 있다. 그러나 본 연구에서 고려된 기계는 수직형 펌프/터빈으로서 양방향으로 운전되기 때문에 중앙점에서의 온도가 가장 중요하게 고려된다.



$$C_o = C_p = 0.2$$

(a) Non-preload($m=0.0$) bearing



$$C_o = 0.2$$

$$C_p = 1.5$$

(b) Preloaded($m=0.87$) bearing

Fig. 3 Configurations for preloading pad

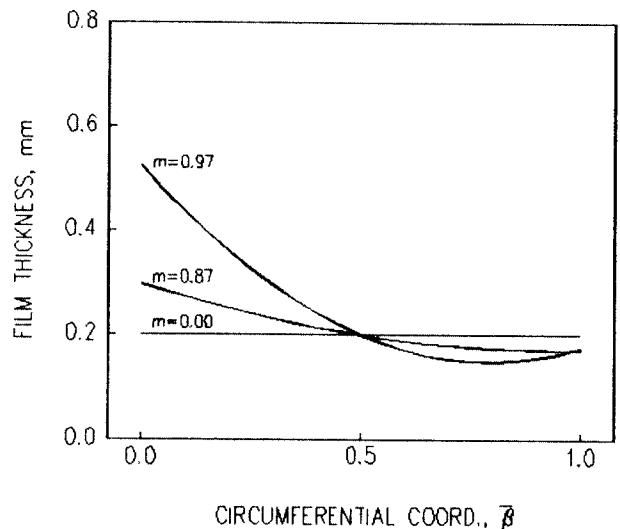


Fig. 4 Circumferential distribution of predicted film thickness in the mid-plane

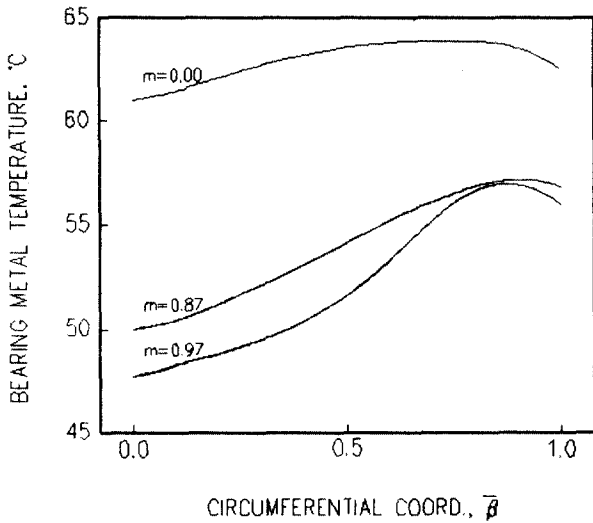


Fig. 5 Circumferential distribution of predicted bearing metal temperature in the mid-plane

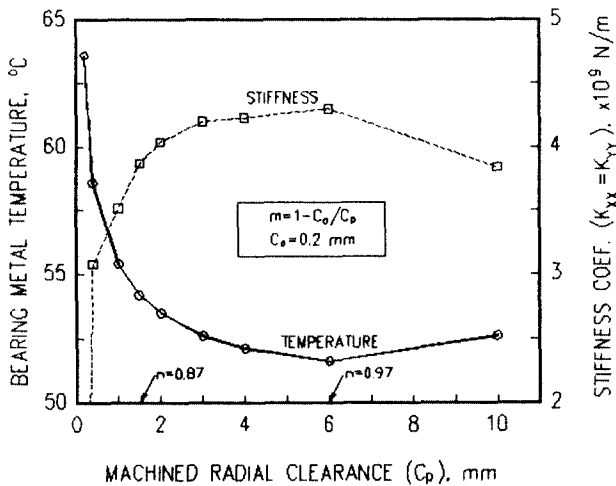


Fig. 6 Predicted bearing stiffness and bearing metal temperature

Fig. 5에서 보면, 예압이 증가되면, 베어링 면의 온도가 급격히 줄어들게 됨을 알 수 있다. 이는 예압의 증가에 의해 냉각 효과가 증가되었기 때문이다. Fig. 4에서 보듯이, 예압이 증가되면 패드의 기울기가 급격하게 되는데, 이는 패드 입구 유량을 증대시키고 출구 유량을 감소시킨다. 결국, 입구 유량과 출구 유량의 차이가 외부에서 공급되는 유량을 결정하므로, 이 차이가 커질수록 냉각 효과가 커지게 된다. 따라서 예압이 증가되면, 냉각 효과가 커지게 되고, 베어링 면의 온도가 점차 줄어든다. 그러나, 예압이 너무 커지면, 최소 유막 두께가 줄어들어 베어링 면의 온도 분포 기울기도 급격해

지고 최대 온도는 상대적으로 증가된다.

Fig. 6은 중앙점에서의 베어링 온도와 강성의 크기를 예압의 함수로 나타낸 그림이다. 여기서 베어링 강성은 X 와 Y 방향의 주강성항(direct terms)이 같다. 즉, $K_{xx} = K_{yy}$ 이다. 다시 말해, 패드 베어링의 피복이 좌표 축과 완전 대칭이므로 연성 강성항(cross-couple terms) K_{xy} 와 K_{yx} 는 없으며, 또한 편심율이 0인 동심 상태이므로 X 와 Y 방향의 주강성이 똑같다. Fig. 6은 아주 재미있고 중요한 결과를 보여 준다. 즉, 예압이 증가할수록 냉각 효과가 커져 베어링 면의 온도가 줄어들다가 어느 예압 이상에서는 다시 약간 증대한다. 반면, 베어링 강성은 예압의 증가에 따라 증가하다가 어느 예압 이상에서는 오히려 약간 줄어든다. 중요한 것은 강성이 최대가 되는 예압과 온도가 최소가 되는 예압 영역이 서로 일치한다는 것이다. 이 결과로부터 틸팅패드형 수직 안내 베어링에서는 강성을 최대로 하고 온도를 최소로 할 수 있는 최적의 예압 영역($m=0.93 \sim 0.98$)이 존재하고 있음을 알 수 있다. 그런데 예압의 크기가 최적의 예압보다 커지면, 베어링 중앙 면의 온도가 더 커지는데, 이 원인은 보통 다음 두 가지이다. 그 하나는 난류의 영향이다. 예압의 증가로 인해 입구부에서의 간극 증가로 인해 국소 레이놀즈 수가 증가됨으로써 벽면 마찰력이 증가되어 온도가 증가된 경우이다. 다른 하나는 패드의 경사 기울기가 급격해 지고 최소 유막 두께가 작아짐으로써 전단 구배가 커지고 벽면 마찰력이 커져서 온도가 증가되는 경우이다. 본 해석에서는 이 두 가지 원인이 복합적으로 작용해서 베어링 면의 온도가 증가된 것으로 판단된다. 중요한 것은 베어링의 온도 문제와 진동 문제를 해결하기 위해서는 냉각과 강성 효과가 최대로 되어지도록 운전 조건에 적합한 예압을 가지는 안내 베어링을 설계하여야 한다는 것이다. 본 해석의 결과는 이러한 사례를 잘 나타내 주고 있다.

3. 축계 진동 해석

회전기계의 축계에서는 불평형 질량등에 의해 필연적으로 진동이 발생한다. 불평형의 가진 주파수는 회전수와 같기 때문에 만일 회전수와 계의 고유진동수가 일치하면 공진이 발생하여 큰 진동이 일어나게 된다. 베어링의 강성과 감쇠는 이러한 축계의 위험속도와 응답의 크기에 큰 영향을 미친다. 따라서 회전체-베어링 축계의 진동 해석을 수행하여 공진 회피는 물론 불평형 진동치가 허용치

이내가 되도록 적절한 베어링을 선택해야 한다.

본 해석에서는 앞에서 얻어진 예압의 변화에 따른 베어링의 강성 변화가 축의 불평형 응답에 미치는 영향을 알아보기 위해 수행하였다. 지배방정식의 해는 유한요소법(FEM)을 이용하여 구하였으며, 사용된 지배방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F(t) \quad (13)$$

여기서 M 은 질량 행렬, C 는 감쇠 행렬, 그리고 K 는 강성 행렬이다.

본 연구에서의 축계는 300 MW급 펌프/터빈 축계로서 개략적인 형상은 Fig.7과 같다. 이 그림에서 알 수 있듯이, 이 축계는 3개의 베어링, 즉, upper, lower, P/T 베어링 등이 사용되고 있다. 본 해석에서는 다른 베어링의 특성은 일정한 상태로 유지된다고 가정하고, P/T 베어링의 특성만 변경시키면서 계의 특성을 비교하였다. 그리고, 불평형 응답을 구하기 위해 발전기측에는 G2.5, 펌프/터빈측에는 G6.3 등급을 고려하여 축에 불평형 질량을 추가하였다.

Fig. 8은 본 축계를 FEM으로 모델링한 형상과 1차 위험속도에서의 진동 모드 형상을 나타낸 그림이다. 이 때 P/T 베어링의 강성과 감쇠는 각각 1×10^9 N/m, 1×10^5 N·s/m로 가정하였다. 이 그림에서 보면, 이 계의 1차 고유진동수는 822 rpm 이고 진동 모드는 펌프/터빈 모드이다. 따라서

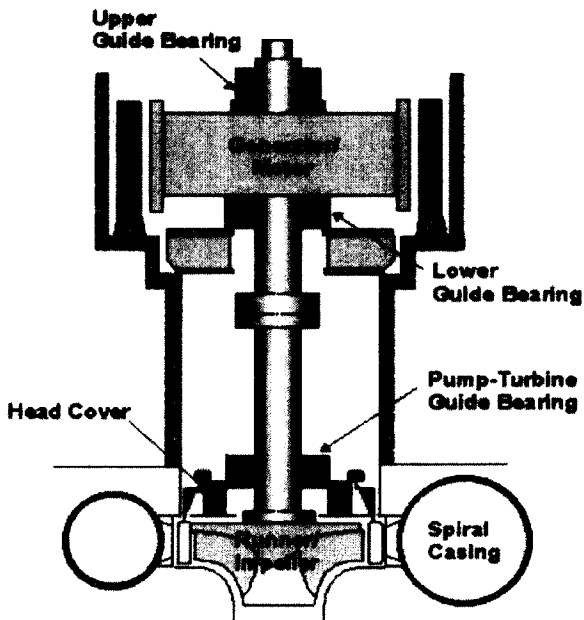


Fig. 7 Schematics of the hydraulic pump-turbine

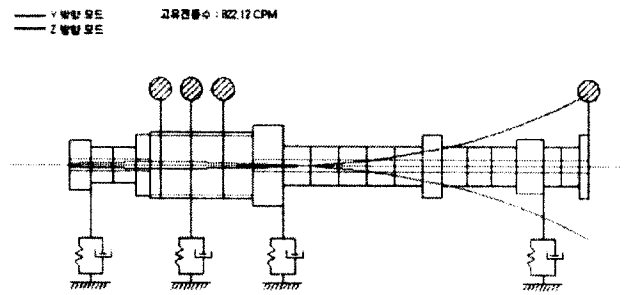


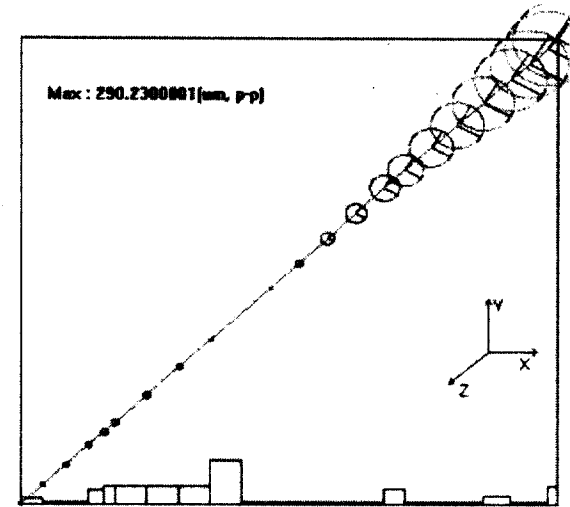
Fig. 8 FEM modeling and vibration mode shape at the 1st critical speed

P/T 베어링의 동특성이 고유진동수와 응답에 큰 영향을 미칠 것으로 예상된다.

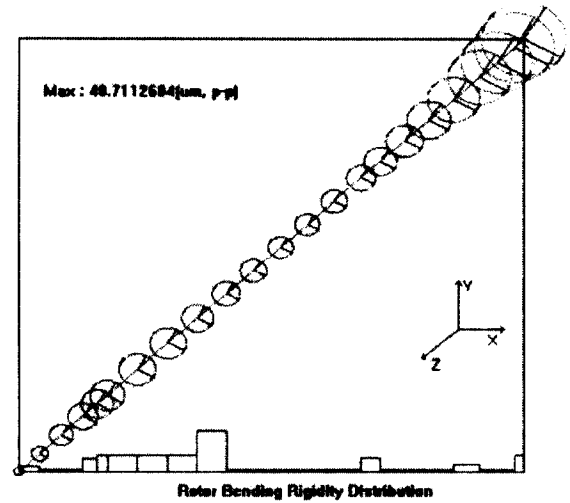
Fig. 9는 동일한 감쇠(1×10^5 N·s/m) 조건하에서 P/T 베어링의 서로 다른 경우에 대한 불평형 응답 특성을 구한 그림들이다. 즉, 베어링의 강성은 예압이 거의 없는 경우($m=0.0$, $k=1 \times 10^5$ N/m), 예압이 약간 있는 경우($m=0.5$, $k=1 \times 10^9$ N/m), 예압이 최적의 영역에 있는 경우($m=0.95$, $k=4.3 \times 10^9$ N/m) 등 세 가지 조건의 강성이다. 이 결과에서 보면, 베어링의 예압이 거의 없는 경우는 베어링의 강성이 매우 작아서 베어링이 축의 불평형 힘을 거의 지지하지 못해 진동치가 최대 290 μ m pk-pk 정도로서 매우 크다. 그러나, 예압이 증가되어 베어링의 강성이 커지면 진동치는 급격히 줄어들고, 최적의 예압 영역에서는 진동치가 최대 17 μ m pk-pk 정도밖에 안 된다. 이러한 결과로부터 베어링의 예압 즉, 강성이 축의 진동치에 매우 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

4. 현장 측정 시험 및 해석 결과와의 비교

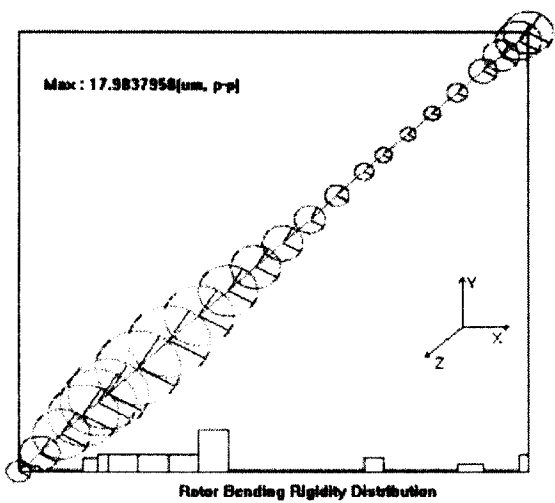
본 해석으로부터 얻어진 결론에 대한 타당성 평가와 실제 베어링의 예압이 축의 진동치와 베어링 메탈 온도에 미치는 특성을 파악하기 위해 실제 Fig.7과 같은 300 MW 펌프/터빈의 P/T 안내 베어링에 현장 시험을 실시하였다. 현장 시험에 이용된 베어링은 예압이 없는 경우($m=0.0$)와 예압이 있는 경우($m=0.87$) 두 가지의 베어링이다. 시험 베어링의 기본 형상과 주요 치수는 해석에 사용된 조건과 똑같다. 축의 진동치는 비접촉식 변위센서(proximity probe)로부터 측정하여 FFT 분석기로서 분석하였으며, 메탈 온도는 T-type 열전대를 베어링 중앙에 심어 중앙에서의 온도를 검출하였다. 사용된 윤활유는 터빈 오일 ISO VG 32이며,



(a) $m=0.0$, $k=1 \times 10^5$ N/m

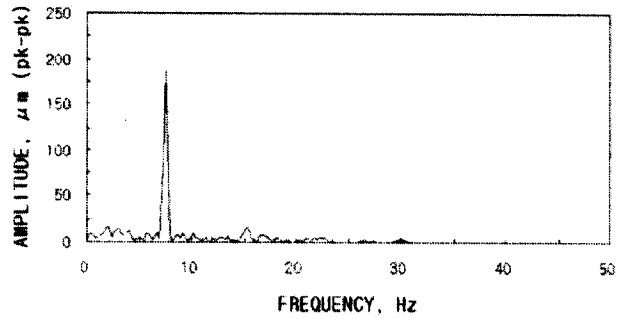


(b) $m=0.5$, $k=1 \times 10^9$ N/m

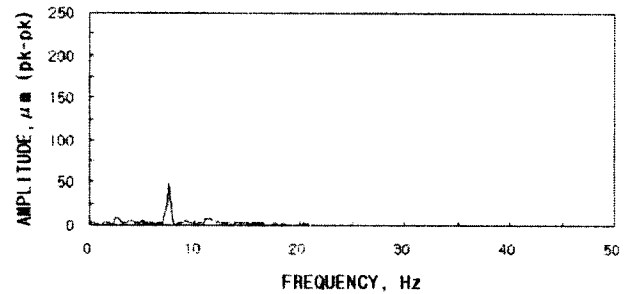


(c) $m=0.95$, $k=4.3 \times 10^9$ N/m

Fig. 9 Unbalance response at 450 rpm according to the change of P/T bearing preload(stiffness)



(a) Non-preloaded ($m=0.0$)



(b) Preloaded ($m=0.87$)

Fig. 10 Frequency spectra of the shaft vibration for 100% generating power load

윤활유의 공급 온도는 $40 \pm 2^\circ\text{C}$ 이다.

Fig. 10은 서로 다른 예압의 베어링에서 측정된 축의 진동 스펙트럼이다. 이들 그림에서 보면, 예압이 없을 때는 진동치가 $200 \mu\text{m}$ pk-pk로서 매우 높으나, 예압이 있는 베어링에서의 진동치는 약 $40 \mu\text{m}$ pk-pk 정도로 매우 작다. 즉, 해석 결과에서 예측되었듯이 안내 베어링의 예압에 의해 축의 진동치가 현저히 줄어드는 것을 알 수 있다. 또한 베어링 중앙에서 검출된 메탈온도는 외부 환경, 운전 조건 등에 의해 약 $\pm 2^\circ\text{C}$ 정도의 변동은 있었지만, 예압이 있는 베어링의 메탈 온도가 없는 경우에 비해 평균적으로 약 10°C 가량 줄어들었다.

Table 2와 3은 안내 베어링의 예압이 축의 진동치와 메탈 온도에 미치는 영향을 정량적으로 나타내기 위하여 해석 결과와 시험 결과를 요약하여 나타낸 도표이다. 단 여기서 실험 결과는 측정된 평균치이다. 실제 측정 시에는 주변 환경, 조립 상태, 부하 조건 등 여러 가지 불확실성(uncertainties)이 존재하기 때문에 해석 결과와 실험 결과에 약간의 차이는 있다. 그렇지만, 이들 결과를 비교하여 보면, 안내 베어링의 예압이 축의 진동치와 메탈 온도에 미치는 정량적인 효과는 거의 유사하다. 따라서 본 실험으로부터 해석 결과에 대한 타당성을 입증한 것으로 판단된다.

Table 2 Comparison of shaft vibration and metal temperature by theoretical analysis

	Non-preloaded ($m \doteq 0.0$)	Preloaded ($m \doteq 0.87$)
Shaft vibration ($\mu\text{m pk-pk}$)	290	25
Metal temperature ($^{\circ}\text{C}$)	63.6	54.2

Table 3 Comparison of shaft vibration and metal temperature by experiment(100% load)

	Non-preloaded ($m \doteq 0.0$)	Preloaded ($m \doteq 0.87$)
Shaft vibration ($\mu\text{m pk-pk}$)	200	40
Metal temperature ($^{\circ}\text{C}$)	60	50

5. 결론

본 논문에서는 틸팅 패드형 수직 안내 베어링의 예압이 축의 진동과 메탈 온도에 미치는 영향을 이론 해석과 실험을 통해 제시하였다. 결과로부터 예압이 베어링의 강성을 증가시키고, 냉각 효과를 증가시킴으로써 축의 진동과 메탈 온도를 현저하게 저감시킴을 알 수 있었다. 또한 틸팅 패드형 수직 안내 베어링에서는 강성이 최대가 되고 동시에 냉각효과가 최대가 되는 최적의 예압 영역이 존재함을 확인하였다. 따라서 향후 틸팅 패드형 수직 안내 베어링을 설계할 시에는 베어링의 강성과 냉각 효과가 최대가 되는 최적의 예압 상태로 베어링이 설계될 수 있도록 유의해서 설계해야 한다. 본 연구 결과는 이러한 베어링을 사용하는 수직형 회전기계의 축계 설계에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. D. F. Wilcock, and O. Pinkus, "Effects of Turbulence and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing", Trans. ASME Journal of Tribology,

Vol. 107, pp. 256~262, 1985
 2. J. D. Knight and L.E. Barret, "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings with Heat Transfer Effects", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 128~133, 1988
 3. G. Hopf and D. Schuler, "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 628~634, 1989
 4. M. Fillon, J. Bligoud, and J. Frene, "Experimental Study of Tilting-Pad Journal Bearings: Comparison with Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 579~588, 1992
 5. H. Desbordes, M. Fillon, C. C. Wai, and J. Frene, "Dynamic Analysis of Tilting-Pad Journal Bearing: Influence of Pad Deformation", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 621~628, 1994
 6. G. J. Jone and F. A. Martin, "Geometry Effects in Tilting Pad Journal Bearing", ASLE Transactions, Vol. 22, pp. 227~244, 1979
 7. H. C. Ha, H. J. Kim, and K. W. Kim, "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 160~165, 1995
 8. H. Heshmat and O. Pinkus, "Mixing Inlet Temperature in Hydrodynamic Bearings", Trans. ASME Journal of Tribology, Vol. 108, pp. 231~248, 1986
 9. H. C. Ha, "A Study on Large Pad Journal Bearings for Electric Power Plant", Ph.D. Thesis, Korea Advanced Institute of Science and Technology, 1994